

(51)Int.Cl.⁵

F 0 2 D 13/02

F 0 1 L 1/26

1/34

識別記号

H 7049-3G

D 6965-3G

Z 6965-3G

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数1(全 5 頁)

(21)出願番号

特願平4-303235

(22)出願日

平成4年(1992)10月16日

(71)出願人 000010076

ヤマハ発動機株式会社

静岡県磐田市新貝2500番地

(72)発明者 吉川 雅明

静岡県磐田市新貝2500番地 ヤマハ発動機
株式会社内

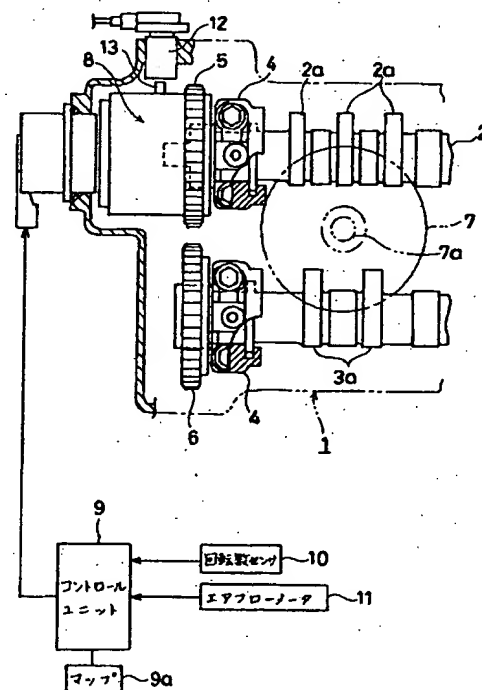
(74)代理人 弁理士 山川 政樹

(54)【発明の名称】 4サイクルエンジン

(57)【要約】

【目的】 圧縮比を高く設定しつつノッキングが生じるのを抑えて高出力化、低燃費化を図る。

【構成】 圧縮比を熱効率のよい高い値に設定する。吸気カム軸2に吸気弁の開閉時期を変える可変機構8を設ける。この可変機構8に、低回転高負荷時に吸気弁の開閉時期を変更するコントロールユニット9を接続した。低回転高負荷時には吸気弁の開閉時期が変更されて圧縮始めの時期が遅くなり実圧縮比が低下する。このため、ノッキングを抑えつつ圧縮比を高く設定でき、高出力が得られると共に燃費が低くなる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 吸気弁と排気弁が別々の動弁機構によって開閉される4サイクルエンジンにおいて、このエンジンの圧縮比を熱効率のよい高い値に設定すると共に、前記吸気弁を開閉する動弁機構に吸気弁の開閉時期を変える可変機構を設け、この可変機構に、ノッキングの程度に応じて吸気弁の開閉時期を変更する制御装置を接続したことを特徴とする4サイクルエンジン。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、吸気弁が排気弁とは別個の動弁機構によって開閉される4サイクルエンジンに関し、特に低回転高負荷時に圧縮比を下げたノッキングが発生するのを抑える装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 4サイクルエンジンで出力向上、燃費向上を図るには圧縮比を可及的高めることが望ましい。ところが、このようにするとノッキングが生じ易くなる関係から、高圧縮比化を図るにも限度がある。このノッキングは、エンジン負荷が小さいときにはシリンダ内に吸入される空気量が少なく有効圧力が小さい関係から圧縮比を大きくしても生じ難いが、高負荷時には吸気の充填効率が高くなるために圧縮比を大きく設定すると生じ易くなる。

【0003】 この高負荷時でも混合気が強い乱流により攪拌されるような高回転時より、シリンダ内でガス流動が比較的少なくなる低回転時の方がノッキングが生じ易い。

【0004】 従来の4サイクルエンジンは、低回転高負荷時にノッキングが発生しない程度の圧縮比に設定されていた。そして、ノッキングが発生したときにはノックセンサによってそれを検出し、ノッキングが生じ難くなるように点火時期を遅らせていた。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】 しかし、上述したように圧縮比を低回転高負荷時にノッキングが発生しない程度の小さい値に設定したのでは、エンジンの出力および燃費を向上させるにも限度があった。しかも、ノッキングが生じたときに点火時期を遅らせるとトルクが低下してしまう。

【0006】 本発明はこのような問題点を解消するためになされたもので、圧縮比を高く設定しつつノッキングが生じるのを抑え、高出力化および低燃費化を図ることを目的とする。

【0007】

【課題を解決するための手段】 本発明に係る4サイクルエンジンは、圧縮比を熱効率のよい高い値に設定すると共に、動弁機構に吸気弁の開閉時期を変える可変機構を設け、この可変機構に、ノッキングの程度に応じて吸気弁の開閉時期を変更する制御装置を接続したものであ

る。

【0008】

【作用】 最もノッキングの起こり易い運転条件（低回転高負荷）時には吸気弁の開閉時期を大幅に遅角して圧縮行程の始まる時期が遅れることと、充填効率が低くなることにより実質的な圧縮比が小さくなる。このため、低回転高負荷時には略従来通りの実圧縮比で燃焼が行われてノッキングが抑制され、その他の運転条件時にはそのノッキングの程度に応じて吸気弁の開閉時期を制御することにより最も高い実圧縮比で燃焼が行われる。

【0009】

【実施例】 以下、本発明の一実施例を図1ないし図3によって詳細に説明する。図1は本発明に係る4サイクルエンジンの要部を拡大して示す平面図、図2は吸気弁と排気弁の開閉タイミングを示す図で、同図(a)は可変機構を作動させないときの状態を示し、同図(b)は吸気弁の開閉時期を20°遅角させたときの状態を示し、同図(c)は吸気弁の開閉時期を40°遅角させたときの状態を示す。図3は吸気バルブタイミング遅角量のマップである。

【0010】 これらの図において、1は本発明に係る4サイクルエンジンで、このエンジン1は吸気弁（図示せず）と排気弁（図示せず）とを別個のカム軸で開閉するいわゆる2頭上カム軸式エンジンである。また、このエンジン1の圧縮比は、従来のエンジンに対して比較的高い値に設定されている。詳述すると、低回転高負荷時にノッキングが発生し易くなる高い値に設定されている。具体的には、11.5以上である。

【0011】 2は吸気弁を開閉する吸気カム軸、3は排気弁を開閉する排気カム軸で、これらのカム軸は軸受4によってシリンダヘッド1aにそれぞれ回転自在に支持されており、軸端部に形成されたブリー歯5、6が不図示のタイミングベルトを介してクランク軸（図示せず）に連結されている。

【0012】 前記吸気カム軸2は1気筒当たり3個の吸気弁を開閉する構造になっており、排気カム軸3は1気筒当たり2個の排気弁を開閉する構造になっている。図1中符号2aは吸気カム軸2に形成されたカム、3aは排気カム軸3に形成されたカムである。このエンジン1の動弁装置は、これらのカム2a、3aがリフト（図示せず）を介して吸気弁や排気弁を押圧する従来周知の構造になっている。また、7はこのエンジン1の燃焼室の位置を示し、7aは点火プラグの位置を示す。

【0013】 前記吸気カム軸2の軸端部にはブリー歯5の回転位置に対してカム2aの回転位置を変える可変機構8が設けられている。この可変機構8は、ブリー歯5に対して吸気カム軸2の回転位相を連続的に変えて吸気弁の開閉時期を変える構造になっている。

【0014】 9は前記可変機構8を制御するためのコントロールユニットである。このコントロールユニット9

は、エンジン1の回転数を検出する回転数センサ10と、吸入空気量を検出するエアフローメータ11とが接続され、可変機構8での吸気弁の遅角量をエンジン回転数と平均有効圧力に割り付けたマップ9aに基づいて決定するように構成されている。

【0015】前記マップ9aは図3に示したように構成され、エンジン回転数と平均有効圧力に対するノック頻度から吸気弁閉弁時期の遅角量をクランクアングルとして求めたものである。マップ9aの縦軸の平均有効圧力は、前記エアフローメータ11の出力から求める。すなわち、エンジン回転数が小さくなるにしたがって、あるいは、吸入空気量が多くなるにしたがって遅角量が次第に大きくなるように可変機構8が制御される。なお、図1中符号12で示すものは回転角センサであり、前記可変機構8に設けられた突起13の通過を電気的あるいは磁気的に検出するように構成されている。

【0016】上述したように構成された4サイクルエンジンでは、低回転低負荷時には可変機構8の制御は行われず、高い実圧縮比で燃焼が行われる。このときの吸気弁および排気弁の開閉時期は図2(a)に示した通りとなる。図2においてEXは排気弁の開閉を示し、INは吸気弁の開閉を示す。また、TDCはピストンが上死点に位置するときを示す。図2(a)に示した吸気弁および排気弁の開閉時期は、従来のエンジンの高回転高負荷時での開閉時期と略等しくなるように設定されている。すなわち、排気行程の終了時に排気弁が閉まる以前であってピストンが上死点まで上昇する以前に吸気弁が開く。また、この吸気弁はピストンが下死点を過ぎて圧縮行程に入ってから閉まる。

【0017】そして、エンジン回転数が制御開始回転数より小さくなると共に、スロットル開度が制御開始開度より大きくなってエンジンが低回転高負荷状態になると、コントロールユニット9が電磁ソレノイド20を励磁させて吸気弁の開閉時期が遅角制御される。この遅角制御は、コントロールユニット9がエンジン回転数およびスロットル開度に応じた遅角量をマップ9aから読み出して行われる。例えば、遅角量が 20° である場合には吸気弁の開時期および閉時期が図2(a)より時計回りに 20° ずれて同図(b)に示すようになる。

【0018】すなわち、吸気弁が開くのはピストンが上死点から下降を開始してからとなり、閉じるのはピストンが上昇行程の約半分上昇してからとなる。このときには、圧縮始めの時期が遅くなり実圧縮比が低下する。

【0019】また、遅角量が 40° である場合には、図2(b)の状態よりさらに 20° ずれて同図(c)に示す通りとなる。このときには、圧縮始めの時期がさらに遅れ、実圧縮比がさらに低下する。

【0020】すなわち、エンジン1の圧縮比をノッキングが生じやすいような高い値に設定しても、実質的に圧縮

比が小さくなる。このため、最もノッキングが発生し易い低回転高負荷時には略従来通りの実圧縮比で燃焼が行われてノッキングが抑制され、低回転高負荷時以外には適正なバルブタイミングにコントロールされることにより高い実圧縮比で燃焼が行われることになる。

【0021】また、本実施例では吸気弁の開時期も遅れるから、バルブオーバーラップが少なくなるか、あるいは全く無くなるようになる。すなわち、これによっても充填効率が低下してノッキングが発生し難くなる。

【0022】また、本実施例ではエンジン1の負荷を検出するに当たって吸入空気量を使用した例を示したが、エアフローメータ11の代わりにスロットル開度を検出するスロットル開度センサを用いることもできる。

【0023】

【発明の効果】以上説明したように本発明に係る4サイクルエンジンは、圧縮比を熱効率のよい高い値に設定すると共に、動弁機構に吸気弁の開閉時期を変える可変機構を設け、この可変機構に、エンジン回転数と負荷に応じて吸気弁の開閉時期を変更する制御装置を接続したため、最もノッキングの起こり易い運転条件（低回転高負荷）時には吸気弁の開閉時期を大幅に遅角して圧縮行程の始まる時期が遅れることと、充填効率が低くなることにより実質的な圧縮比が小さくなる。このため、低回転高負荷時には略従来通りの実圧縮比で燃焼が行われてノッキングが抑制され、その他の運転条件時にはそのノッキングの程度に応じて吸気弁の開閉時期を制御することにより最も高い実圧縮比で燃焼が行われる。

【0024】したがって、ノッキングの程度に応じた最適な吸気バルブタイミングを選ぶことができ、より高く最適な実圧縮比で燃焼が行われるようになり、しかも、ノッキングを抑制するために点火時期を遅らせる必要も無いから、高出力が得られると共に燃費が低くなる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係る4サイクルエンジンの要部を拡大して示す平面図である。

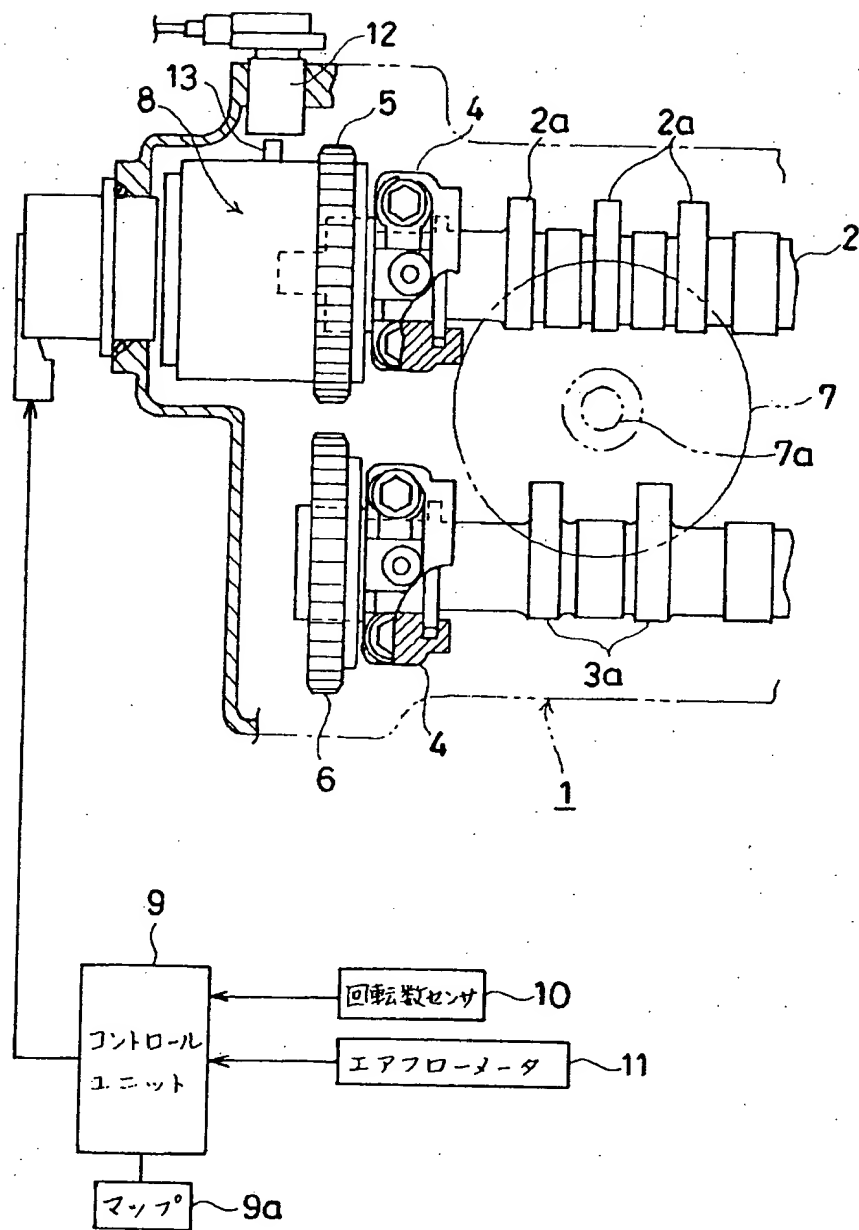
【図2】吸気弁と排気弁の開閉タイミングを示す図で、同図(a)は可変機構を作動させないときの状態を示し、同図(b)は吸気弁の開閉時期を 20° 遅角させたときの状態を示し、同図(c)は吸気弁の開閉時期を 40° 遅角させたときの状態を示す。

【図3】吸気バルブタイミング遅角量のマップである。

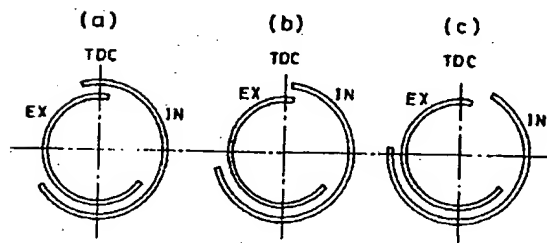
【符号の説明】

- 2 吸気カム軸
- 8 可変機構
- 9 コントロールユニット
- 9a マップ
- 10 回転数センサ
- 11 エアフローメータ

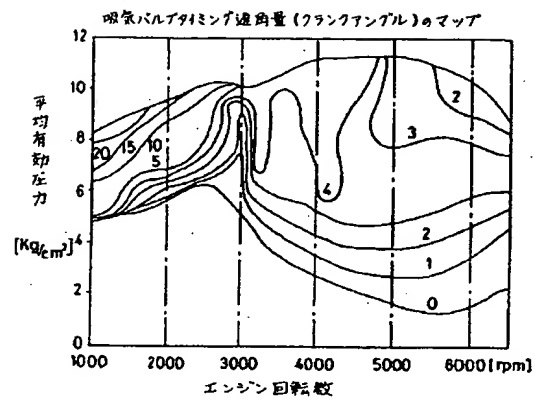
【図1】



【図2】



【図 3】



- (19) Japan Patent Office
(12) Japanese Unexamined Patent Application
(11) Patent Application Number

Japanese Unexamined Patent Application H6-129271

(43) Date Laid Open: May 10, 1994

(51) Int Cl. ⁵	Classification No.	Internal Control	FI	Tech. Display
F02D 13/02		H 7049-3G		
F01L 1/26		D 6965-3G		
1/34		Z 6965-3G		

Examination request: Non-request No. of Claims 1 (altogether 5pp)

(21) Application No. H4-303235
(22) Date filed: October 10, 1992

(71) Applicant: Yamaha Motor Co., Ltd.

(72) Inventor: Yoshikawa,

(74) Agent Attorney: Yamakawa

(54) [Title of the invention]

Four cycle engine

(57) [Abstract]

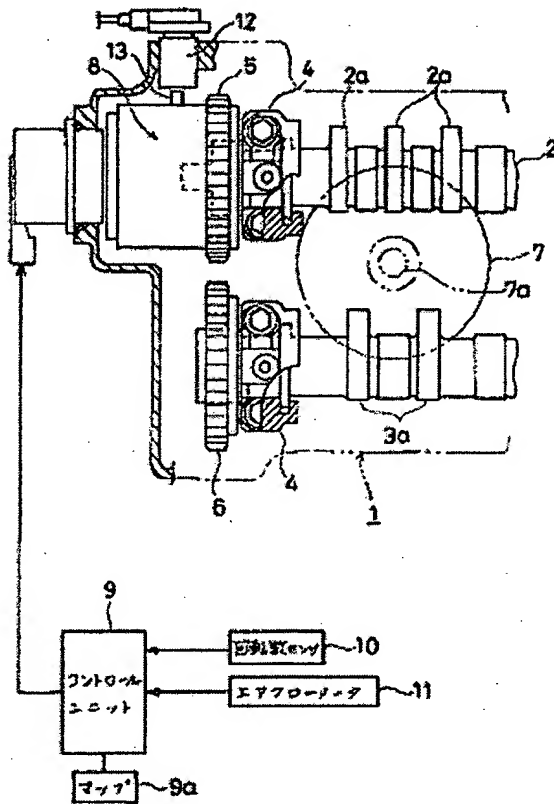
[Objective]

To increase output and reduce fuel consumption by setting the compression ratio higher and suppressing the generation of knocking.

[Construction]

Set the compression ratio to be a high value with good fuel efficiency and set the variable mechanism 8 to change the open/shut period in the air intake camshaft 2. The control unit 9 which changes the shut period of the air intake valve at the time of low rpm and high load is connected to the variable mechanism 8. At the time of low rpm and high load, the open/shut timing of the air intake valve is changed, delaying the initial compression timing, and lowering the compression ratio. This enables the suppression of knocking, and sets the compression ratio to be high, thereby enabling the compression

ratio to be set high and in addition to obtaining high output, the fuel consumption is lowered.



9 control unit; 9a map; 10 rpm sensor; 11 air flow meter

[Scope of patent claims]

[Claim 1]

A 4 cycle engine characterized by the fact that, in a 4 cycle engine in which the air intake valve and the exhaust valve are open and shut by separate valve movement mechanisms, a variable mechanism is provided which, in addition to setting the engine compression ratio at a high value with good thermal efficiency, the open/shut period of the air intake valve is changed in the valve movement mechanism which opens and shuts the air intake valve, and a control device is attached which changes the air intake valve closed valve timing corresponding to the degree of knocking.

[Detailed Explanation of the Invention]

[0001]

[Industrial Applications]

The present invention relates to a 4 cycle engine which is opened and closed when the air intake valve is opened and shut by a separate movable valve mechanism from that of the exhaust valve, and particularly relates to a device which lowers the compression ratio at the time of low rpm and high load, thereby suppressing knocking.

[0002]

[Prior Art Technology]

In achieving improved output and improved fuel consumption with a 4 cycle engine, it is desirable to make the compression ratio to be as high as possible. In doing so, since knocking easily occurs there is also a limit to achieving a high compression ratio. When the engine load is small, from the standpoint that when the engine load is small, the amount of air taken into the cylinder is small, and the effective pressure is small, it is difficult for knocking to occur even if the compression ratio is made high. However, since the filling efficiency of the air at the time of high load becomes higher, knocking more easily occurs when the compression ratio is set to be higher.

[0003]

Even when there is a high load, knocking is easily produced at the time of low rpm when the gas flow within the cylinder is small relative to the time of high rotation, such as when it is agitated by a turbulent flow generated by a strong air mixture even when there is a high load.

[0004]

Conventional 4 cycle engines have been set to a compression ratio in which knocking was not generated at the time of low rpm and high load. Also, when knocking was produced, it was detected by a knocking sensor, and the ignition timing was retarded so as to make it difficult for knocking to occur.

[0005]

[Problems Overcome by the Invention]

However, in setting the compression ratio to be high, as indicated above, to a value at which there is no generated knocking at low rpm and high load, there has been a limit to the improvement of engine output and fuel consumption. Moreover, if the ignition timing is delayed at the time of knocking, there is also a reduction of torque.

[0006]

It is an objective of the present invention to overcome such problems, and to achieve high output and low fuel consumption by providing a high compression ratio and suppressing knocking.

[0007]

[Problem Resolution Means]

The 4 cycle engine relating to the present invention, in addition to setting the compression ratio to a high value with good thermal efficiency, a variable mechanism is provided which changes the open/shut timing of the air intake valves in the valve movement mechanism, and a control device is connected to the variable mechanism, which changes the closed valve timing of the air intake valve corresponding to the degree of knocking.

[0008]

(Operation)

Under driving conditions (low rpm high load) in which knocking more easily occurs, if the closed valve timing of the air intake valve is greatly retarded, delaying commencement of the compression process, the compression ratio is substantially reduced by lowering the (air) filling efficiency. Owing to this, at the time of low rpm high load, fuel combustion occurs with an actual compression ratio roughly the same as occurred conventionally, but knocking is suppressed. Under other driving conditions fuel combustion occurs at a higher compression ratio by controlling the initial valve timing of the air intake valve corresponding to the extent of knocking.

[0009]

(Embodiment)

A detailed explanation of an embodiment of the present invention is provided hereafter, with reference to Figures 1 to 3. Figure 1 is a plane surface diagram which shows an enlargement of the essential elements of the 4 cycle engine shown in Figure 1. Figure 2 is a diagram which shows the open/shut timing of the air intake valve and air exhaust valve, in which (a) of the same drawing shows the state in which the variable mechanism is not operating, in which (b) of the same drawing shows the state in which the period of closure of the air intake valve is a delayed angle of 20° , and in which (c) of the same drawing shows the state in which the period of the closure of the air intake valve is a delayed angle of 40° . Figure 3 is a map of the amount of angular delay of the air intake valve timing.

[0010]

In the drawings, no. 1 represents the 4 cycle engine relating to the present invention, in which the engine 1 is a so-called dual camshaft engine in which the air intake valve (un-shown) and the exhaust air valve (un-shown) are open and shut by separate camshafts. In addition, the compression ratio of the engine 1 is set to a relatively high value relative to that of a conventional engine. Specifically, it is set to a high value at which knocking easily occurs at low rpm and high load. Practically speaking, this is a ratio of 11.5 or greater.

[0011]

No. 2 represents an air intake camshaft which opens and shuts the air intake valve. No. 3 is an air exhaust camshaft which opens and shuts the air exhaust valve. These cam axes are respectively supported in the cylinder head 1a by bearing 4 so as to respectively freely rotate, and the pulley teeth 5 and 6 formed in the axis end are coupled to a crankshaft (un-shown) through an un-shown timing belt.

[0012]

The air intake camshaft 2 is constructed so as to open and shut 3 air intake valves for each 1 air cylinder, and the air exhaust camshaft 3 is constructed so as to open and shut 2 air exhaust valves for each 1 air cylinder. No. 2a in Figure 1 is a cam formed on air intake camshaft 2, and 3a is a cam formed on air exhaust camshaft 3. The valve movement device of engine 1 is of conventionally known construction in which the cams 2a and 3a lifters presses the air intake valve or the air exhaust valve through lifters (un-shown). In addition, no. 7 shows the position of the combustion chamber of engine 1 and 7a shows the position of the ignition plug.

[0013]

To the shaft end of the air intake camshaft 2 is attached a variable mechanism 8 which changes the rotating position of the cam 2a relative to the rotating position of

the pulley teeth 5. The variable mechanism 8 is constructed so as to change the open/shut timing of the air intake valve, continuously changing the rotational position of the air intake camshaft 2 relative to the pulley teeth 5.

[0014]

No. 9 is a control unit for controlling the variable mechanism 8. The control unit 9 is connected to a tachometer 10 which detects the rpm of the engine 1, and to an air flow meter 11 which detects the amount of in-taken air, and is constructed so as to determine the amount of retardation of the air intake valve caused by the variable mechanism based on a map 9a divided between the engine rpm and the average effective pressure.

[0015]

The map 9a is constructed as shown in Figure 3, and obtains, as the crank angle, the amount of retardation of the intake valve closed timing from the knock frequency relative to the engine rpm and average effective pressure. The average effective pressure of the vertical axis is obtained from the output of the air flow meter 11. In other words, the variable mechanism 8 is controlled so that the retardation is gradually increased as the engine rpm becomes smaller, or as the amount of in-taken air becomes greater. Moreover, no. 12 in Figure 1 is a rotation angle sensor, constructed so that the passage through a protrusion 13 attached to the variable mechanism 8 is electrically or magnetically detected.

[0016]

With the cycle engine thus constructed, there is no control of the variable mechanism 8 at the time of low rpm and high load, and combustion is accomplished with a high actual pressure ratio. At this time, the open/shut timing of the air intake valve and the air exhaust valve is as shown in Figure 2a. In Figure 2, EX shows the opening and shutting of the air exhaust valve, and IN opening and shutting the air intake valve. In addition, TDC shows when the piston is at top dead center. The open/shut timing of the air intake valve and the air exhaust valve shown in 2a is set to be roughly equivalent to the conventional open/shut timing when the engine is at high rpm and high load. In other words, at the completion time of the exhaust process prior to when the air exhaust valve is closed, and prior to when the piston rises to the top dead center point and the air intake valve is open. In addition, the air intake valve closes after the piston passes top dead center and enters the compression process.

[0017]

Also, if the engine reaches a state in which the engine rpm becomes smaller than the control initial rpm, and the throttle degree of opening becomes greater than a control commencement state, then the control unit 9 magnetically excites the magnetic solenoid 20, and the open/shut timing of the air intake valve is controlled to be

retarded. The retardation control is read out from the map 9a, and retardation control is accomplished of the retardation amount corresponding to the engine rpm and the degree of throttle opening accomplished by the control unit. For example, if the retardation is 20° , the open timing and the shut timing of the air intake valve as shown by (b) of Figure 2, in which the time has slipped 20° from that shown in (a) of the same Figure.

[0018]

In other words, the air intake valve opens after the piston commences its drop from top dead center, and closes after the piston has risen roughly half way. At this time, the timing of the commencement of compression is further delayed, and the actual compression ratio is further reduced.

[0019]

In addition, if the retardation is 40° , it slips a further 20° from the state shown in Figure 2(b) to that shown in (c) of the same figure. At this time, the timing of the commencement of compression is further delayed, and the actual compression ratio is further reduced.

[0020]

In other words, even if the compression ratio of the engine 1 is set to a value at which knocking is easily produced, the actual compression ratio becomes substantially smaller. Owing to this, when knocking more easily occurs at the time of low rpm and high load, combustion occurs at an actual compression ratio which is roughly the same as that which conventionally occurs, and knocking is suppressed, and at times of other than low rpm and high load, combustion is accomplished at a high actual combustion ratio by being controlled to an appropriate valve timing.

[0021]

In addition, in the present embodiment, after the open timing of the air intake valve is also delayed, valve overlap is either reduced or eliminated altogether. In other words, even by this means, (air) filling efficiency is reduced, making it difficult for knocking to occur.

[0022]

In addition, in the present embodiment, an example is given in which use is made of the amount of in-taken air in detecting the load of the engine 1. However, use may also be made of a throttle opening sensor in lieu of air flow meter, which detects the degree of throttle opening.

[0023]

[Efficacy of the Invention]

As explained above, the 4 cycle engine relating to the present invention is provided with a variable mechanism which, in addition to setting the compression ratio to a value which has good thermal efficiency, changes the open/shut timing of the air intake valve in the valve movement mechanism. Since a control device is connected to the variable mechanism, which changes the close timing of the air intake valve corresponding to the engine rpm and load, under driving conditions in which knocking more easily occurs, if the closed valve timing of the air intake valve is greatly retarded, delaying commencement of the compression process, the compression ratio is substantially reduced by lowering the (air) filling efficiency. Owing to this, at the time of low rpm/high load, fuel combustion occurs with an actual compression ratio roughly the same as occurred conventionally, but knocking is suppressed. Under other driving conditions fuel combustion occurs at a higher compression ratio by controlling the close timing of the air intake valve corresponding to the extent of knocking.

[0024]

Furthermore, appropriate air intake valve timing can be selected corresponding to the extent of knocking, enabling combustion at a high appropriate actual compression ratio. Since there is no need to delay the ignition timing to control the knocking, fuel consumption can be reduced while obtaining high output.

[Brief Description of Drawings]

Figure 1 is a plane surface diagram showing an enlargement of the essential elements of the 4 cycle engine relating to the present invention.

Figure 2 is a diagram which shows the open/shut timing of the air intake valve and air exhaust valve, in which (a) shows the state of when the variable mechanism is not operating, where (b) of the same Figure shows the state in which there is a 20° delay and (c) of the same Figure shows a 40° delay in the closed valve timing of the air intake valve.

Figure 3 is a map of the amount of the air intake valve timing retardation.

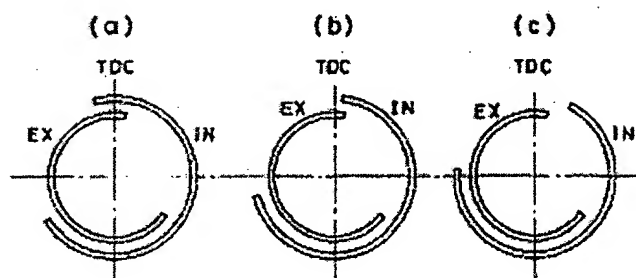
Explanation of labels

- 2 air intake camshaft
- 8 variable mechanism
- 9 control unit
- 9a map
- 10 tachometer
- 11 air flow meter

Figure 1 is a schematic diagram of a vehicle air conditioning system. The diagram shows a cross-section of the system components, including a compressor (1), condenser (2a), evaporator (3a), and receiver/drier (4). A refrigerant line (5) connects the compressor to the condenser, and another line (6) connects the evaporator to the receiver/drier. A control unit (9) is connected to the system via a line (8). The control unit (9) is also connected to a rotation sensor (10) and an air flow meter (11). A map (9a) is shown below the control unit.

Fig. 2

【図2】



【図3】

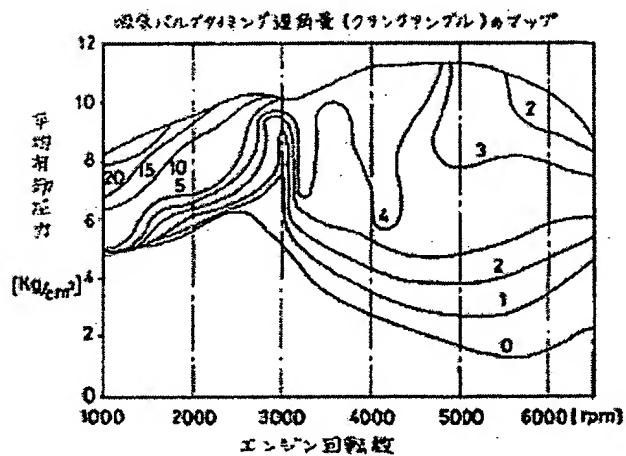


Fig.3

Top Map of amount of valve timing retardation (crank angle)

Left: Average efficient pressure (kg/cm^2)

Bottom: Engine rpm